

24. JUN 2004

REC'D 24 FEB 2009

WIPS PST



**Prioritätsbescheinigung über die Einreichung
einer Patentanmeldung**

Aktenzeichen: 102 00 977.5

Anmeldetag: 12. Januar 2002

Anmelder/Inhaber: Dipl.-Ing. Dieter Voigt, Braunschweig/DE

Bezeichnung: Regelvorrichtung für Hydraulikpumpen

IPC: F 04 C 15/04

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 3. Februar 2003
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

**PRIORITY
DOCUMENT**
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)

BEST AVAILABLE COPY

Agurks

Regelvorrichtung für Hydraulikpumpen



Die Erfindung betrifft Regelvorrichtungen für Hydraulikpumpen, insbesondere Regelvorrichtungen für Schmierölpumpen von Verbrennungsmotoren. Eine derartige Regelvorrichtungen hat die Aufgabe, die Förderleistung einer Hydraulikpumpe an den variablen Bedarf der zu versorgenden Einrichtung, beispielsweise einem Schmiersystem eines Verbrennungsmotors, anzupassen. Hierdurch werden unnötig hohe Hydraulikdrücke vermieden wie auch die Antriebsleistung der Hydraulikpumpe in Grenzen gehalten.

Bekannte Regelvorrichtungen an Schmierölpumpen von Verbrennungsmotoren sind als Überdruckventile ausgebildet. Bei ihnen öffnet bei Erreichen des Abregeldrucks ein Kolben oder eine Kugel gegen die Kraft einer zugehörigen Feder einen Abströmquerschnitt, über den dann ein entsprechender Anteil der Ölfördermenge von der Druckseite der Ölpumpe zu deren Saugseite oder direkt in den Ölsumpf des Verbrennungsmotors zurückgeführt wird. Diese bei fast allen Ölpumpen von Verbrennungsmotoren ausgeführte Regelungsart ist zwar einfach, jedoch mit dem Nachteil behaftet, daß auch für die über das Überdruckventil abgeführte Teilfördermenge ein entsprechender Antriebsleistungsanteil von der Ölpumpe aufzubringen ist, was den Kraftstoffverbrauch anteilig beeinflusst.

Durch eine Verwendung von bekannten Ölpumpen mit Fördermengenregelung, bei denen sich die Ölfördermenge entsprechend der Pumpenauslegung an den Fördermengenbedarf des zu versorgenden Verbrennungsmotors anpaßt, wird die Ölpumpenantriebsleistung verbrauchsminierend abgesenkt. Auch bei diesen Ölpumpenausführungen werden die Fördermengen im wesentlichen durch den Förderöldruck geregelt, wobei insbesondere bei höheren Motordrehzahlen wie auch bei niedrigen Betriebstemperaturen entsprechende Fördermengenabregelungen stattfinden. Wie bei den verbreiteten Regelvorrichtungen mit Überdruckventilen wird auch bei Ölpumpen mit Fördermengenregelung der Förderöldruck im wesentlichen durch eine Regelfeder der Regelvorrichtung bestimmt.

Die Verwendung von Regelfedern für Regelvorrichtungen von Ölpumpen hat jedoch den Nachteil, daß die Druckbegrenzung entsprechend dem höchsten Öldruckbedarf bei Motorhöchstzahl des beispielsweise zu versorgenden Verbrennungsmotors ausgelegt werden muß, so daß eine entsprechende hohe Vorspannung der Regelfeder erforderlich ist. In den Betriebsbereichen des Verbrennungsmotors mit geringerem Öldruckbedarf, beispielsweise bei niedrigen Motordrehzahlen, bleibt die Öldruckbegrenzung auslegungsbedingt bei dem dann unnötig hohen Öldruckniveau, was entsprechend der resultierend höheren Ölpumpenantriebsleistung nachteilig auf den Kraftstoffverbrauch wirkt.

Mit zunehmend durch die Regelvorrichtung abzuregelnden Ölfördermengen erhöht sich der Abregelhub der Regeleinrichtung und damit auch die Vorspannung der Regelfeder, so daß der Abregelöl Druck verbrauchsnaheilich unnötig weiter ansteigt.

Bekannte Ölpumpenausführungen mit Fördermengenregelung durch axiale Zahnradverschiebung, wie beispielsweise in DE 3028573 und DE 3528651 vorgeschlagen, weisen nachteilhafterweise konstruktiv aufwendige, hydraulische oder mechanische Zusatzvorrichtungen zur axialen Zahnradverschiebung auf. Weiterhin sind diese Ölpumpen nicht geeignet, ohne besonderen Zusatzaufwand in Abhängigkeit des jeweiligen Betriebszustands eines Verbrennungsmotors, eine Minimierung von Bedarfsölmenge und Bedarfsöl Druck zuverlässig durchzuführen.

Die hydraulisch bewirkte Fördermengenabregelung durch eine axiale Zahnradverschiebung gegen eine Regelfeder hat beispielsweise mit zunehmendem Verschiebeweg eine unnötige Öldruckerhöhung infolge zunehmender Regelfederkraft zur Folge, so daß der erzielte Antriebsleistungsvorteil infolge Fördermengenreduzierung durch den unerwünschten Öldruckanstieg mit entsprechend resultierender Antriebsleistungserhöhung zumindest teilweise wieder kompensiert wird.

Die in DE 10043842 vorgeschlagene Ölpumpenausführung vermeidet den unerwünschten Öldruckanstieg bei Fördermengenabregelung durch eine das Öldruckniveau bestimmende Drosselregelung weitgehend. Sie benötigt jedoch zur Minimierung von Fördermenge und Öldruck entsprechend dem Bedarf in Abhängigkeit von den Betriebswerten, insbesondere von Öltemperatur und Motordrehzahl, als Zusatzaufwand eine elektrische Ansteuerung mit einem Steuergerät.

Elektrische Ansteuerungen zur Ölpumpenregelung hinsichtlich Öldruck und Ölfördermenge sind auch aus den Offenlegungsschriften DE 19915737 A1 und DE 19938285 A1 bekannt.

Es ist Aufgabe der Erfindung, insbesondere für Zahnradölpumpen zur Schmierölversorgung von Verbrennungsmotoren eine Regelvorrichtung zu schaffen, welche zuverlässig bei geringstem Zusatzaufwand den Öldruck bei allen Betriebsbedingungen bedarfsgerecht auf niedrigem Druckniveau hält, wodurch ein Beitrag zur Kraftstoffverbrauchsabsenkung durch die minimierte Antriebsleistung der Ölpumpe geleistet wird.

Zur Lösung der Aufgabe wird eine Regelvorrichtung für Hydraulikpumpen mit den Merkmalen des Anspruchs 1 vorgeschlagen, die sich dadurch auszeichnet, daß die Regelung der Pumpenförderleistung von einem Regeldruck gesteuert wird, der bei Pumpenbetrieb durch die

Wirkung von zwischen relativ zueinander bewegten Pumpenbauteilen entstehenden, drehzahlabhängigen Scherkräfte des Fördermediums erzeugt wird.

Hierbei wird die Haftkraft von beispielsweise Schmieröl an einem ölbenetzten, rotierenden Lagerzapfen einer Ölpumpe genutzt, die in einer Ölnut befindliches Öl in Drehrichtung mit Ölscherkräften beaufschlägt. Während in einer geschlossenen Umfangsölnut hierdurch die Ölfüllung etwa mit halber Drehzahl mitrotiert, tritt bei effektiv ruhendem Öl in eine Halbnut durch diese Ölscherkräfte ein Staudruck mit in Drehrichtung zunehmendem Druckanstieg auf, der erfindungsgemäß als Regeldruck für die Regeleinrichtung der Ölpumpe verwendet wird.

Während die Höhe des in einer endlichen Ölnut sich bildenden Staudrucks grundsätzlich von der Viskosität des Öls und der Relativgeschwindigkeit zwischen den benachbarten Bauteilen abhängt, im wesentlichen also durch Öltemperatur und Drehzahl bestimmt ist, kann über die

Wahl der Nutlänge wie auch über die Nuttiefe die Höhe des Staudruckniveaus beeinflusst werden. Dieses Staudruckniveau senkt sich bei erfolgreichem Ölabfluß aus der Ölnut entsprechend ab, was bei einer Staudruckverwendung als Regeldruck für die Regeleinrichtung bei einer Regelhubänderung durch den zugehörigen Ölvolumenbedarf mit den Folgen einer kurzzeitig Regelverzögerung verbunden sein kann. Dieser regeldruckmindernde Ölabflußeffect kann durch eine Nutverbreiterung oder durch die Anordnung mehrerer Parallelnuten infolge der resultierenden Erhöhung des Ölnachschubs reduziert werden.

Ein definierter Ölabfluß am Nutende durch eine entsprechend ausgebildete Leakagestelle kann jedoch auch vorteilhaft für die Einstellung der Höhe des Regeldrucks genutzt werden. Hierdurch ergeben sich insbesondere Eingriffsmöglichkeiten, um bei hohem Regeldruck infolge kalten, hochviskosen Öls durch die Verwendung thermisch veränderlicher Leakagestellen unerwünscht hohe Regeldrucke zu vermeiden.

Bei erfindungsgemäßer Absenkung des Öldruckniveaus im unteren Drehzahlbereich eines Verbrennungsmotors kann bei zeitweilig höherem Öldruckbedarf, beispielsweise um schnell eine hydraulische Nockenwellenverstellung zur Steuerzeitenveränderung des Verbrennungsmotors vorzunehmen, durch einen Regeleingriff über beispielsweise ein Elektromagnetventil eine Erhöhung des Förderdrucks der Regelvorrichtung bewirkt werden.

Damit wird mit der vorgeschlagenen Regelung von Ölpumpen für Verbrennungsmotoren ohne besonderen Zusatzaufwand eine bedarfsorientierte Ölversorgung bei minimalen Werten für Förderöldruck bzw. Ölfördermenge ermöglicht, so daß aufgrund der in allen Betriebsbereichen daraus resultierend geringstmöglichen Pumpenantriebsleistung ein größtmöglicher Kraftstoffverbrauchsvorteil erzielt wird.

Die Erfindung wird anhand folgender Zeichnungen hinsichtlich Funktion und Ausführungsmöglichkeiten näher erläutert. Es zeigen:

- Figur 1 eine geschnittene Seitenansicht einer Innenzahnradpumpe mit erfindungsgemäßer Überdruckregelung
- Figur 2 einen Schnitt durch die Zahnradkammer der Innenzahnradpumpe (Fig. 1)
- Figur 3 eine geschnittene Seitenansicht einer durch axiale Zahnradverschiebung fördermengenregelbaren Außenzahnradpumpe mit erfindungsgemäßer Regel-druckwirkung in der Federkammer
- Figur 4 eine geschnittene Seitenansicht einer durch axiale Zahnradverschiebung fördermengenregelbaren Außenzahnradpumpe mit erfindungsgemäßer Regel-druckwirkung in der Steuerkammer
- Figur 5 einen Seitenschnitt der axialen Verschiebeeinheit von Fig. 4 mit einem Kunststoffzahnrad mit temperaturveränderlichem Leckagespalt

Die Figur 1 zeigt eine Innenzahnrad-Ölpumpe mit erfindungsgemäßer Regelung in geschnittener Seitenansicht. Sie besteht im wesentlichen aus einem Pumpengehäuse 1 mit einer in diesem gelagerten Antriebswelle 2, einem auf der Antriebswelle 2 fixierten, als Außenzahnrad 3 ausgebildeten ersten Förderrad sowie einem mit diesem in kämmendem Eingriff stehenden, als Innenzahnrad 4 ausgebildeten zweiten Förderrad. Für die Umfangsfläche von Innenzahnrad 4 wirkt das Pumpengehäuse 1 als Radialgleitlager 5.

Das Pumpengehäuse 1 enthält weiterhin eine Überdruck-Regeleinrichtung, deren Kolben 6 von einer in Federkammer 7 befindlichen Regelfeder 8 in Schließrichtung kraftbeaufschlagt ist.

Das Förderöl wird über eine Ansaugleitung 9 sowie einen Saugraum 10 von den rotierenden Förderrädern angesaugt, von wo es über einen Druckraum 11 in die Druckleitung 12 strömt. Während wie bei bekannten Ausführungsformen von Überdruck-Regeleinrichtungen der in der Druckleitung 12 wirkende Förderdruck auf den zugehörigen Kolben 6 wirkt, ist die Federkammer 7 jedoch nicht wie üblich offen und drucklos. Bei dieser neuartigen Regeleinrichtung ist die Federkammer 7 geschlossen und erfindungsgemäß von einem zusätzlichen Regel-druck beaufschlagbar. Hierzu besteht über eine Leitung 13 eine hydraulische Verbindung zu dem in Figur 1 sichtbaren Ende einer als Halbnut 14 ausgebildeten Teilumfangsnut des Radialgleitlagers 5 von Innenzahnrad 4.

8

5

Die zugehörige Fig. 2 zeigt einen Schnitt von Gehäuse 1 quer zur Antriebswelle 2 durch die Halbnut 14, deren Anfang entsprechend Figur 1 mit der Ansaugleitung 9 in hydraulischer Verbindung steht.

Bei Pumpenbetrieb wirken von dem rotierenden Innenzahnrad 4 über dessen Umfangsfläche Scherkräfte in Drehrichtung auf das in der Halbnut 14 befindliche Öl. Da das Öl aus der Halbnut 14 infolge der geschlossenen Federkammer 7 jedoch effektiv nicht abfließen kann, bildet sich in ihr in Abhängigkeit von der Ölviskosität wie auch von der Betriebsdrehzahl des Innenzahnrades 4 über der Länge der Halbnut 14 ein entsprechender Druckanstieg aus, der als in der Federkammer 7 wirkender Regeldruck erfindungsgemäß die drehzahlabhängige Regelcharakteristik der Kurzschluß-Regeleinrichtung erzeugt.

In einer Beispielauslegung der Ölpumpen-Regeleinrichtung für einen betriebswarmen Verbrennungsmotor wird die Regelfeder 7 von Kolben 6 zur Sicherstellung eines Mindestöldrucks von beispielsweise 2 bar relativ schwach ausgelegt sein. Bei niedrigen Drehzahlen des betriebswarmen Motors sind die Ölscherkräfte in der Ölnut 14 noch relativ klein, so daß sie keinen nennenswerten Regeldruck in der Federkammer 7 erzeugen. Mit zunehmender Betriebsdrehzahl steigt der Regeldruck jedoch entsprechend an, so daß die auf den Kolben 7 wirkende Schließkraft ebenfalls ansteigt und die erfindungsgemäße Überdruck-Regeleinrichtung bedarfsgerecht mit steigender Motordrehzahl den in der Druckleitung 12 wirkenden Förderdruck anhebt.

Ein zusätzliches Druckbegrenzungsventil 15 an der Federkammer 7 begrenzt den hier wirkenden Regeldruck beispielsweise auf 2,5 bar, so daß hierdurch der maximal mögliche Förderdruck in Druckleitung 12 unabhängig von Drehzahl und Öltemperatur entsprechend der auf 2 bar ausgelegten Regelfeder 7 auf 4,5 bar beschränkt wird.

Durch ein zusätzliches Saugventil 16 kann bei einem plötzlich erhöhten Ölbedarf des Motors, beispielsweise bei einer hydraulischen Steuerzeitverstellung des Verbrennungsmotors mit resultierendem Öldruckabfall in Druckleitung 12, ein schnelles Schließen des Kolbens 6 der Überdruck-Regeleinrichtung durch Ölnachfluß von der Ansaugleitung 9 in die Federkammer 7 ermöglicht werden.

Die Figur 3 zeigt ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Regeleinrichtung für eine Außenzahnradölpumpe mit Fördermengenregelung.

Bei dieser Ölpumpenausführung wird bei einer Fördermengenregelung relativ zum Antriebszahnrad 21, das über die Antriebswelle 22 im Deckelkolben 23 von Gehäuse 20 gelagert ist, das Verschiebezahnrad 24 axial verschoben, so daß dann durch die effektiv veränderte Zahneingriffsbreite die Ölfördermenge entsprechend angepaßt wird. Das Verschiebezahnrad

24 ist auf einem nichtrotierenden Lagerbolzen 25 gelagert, der rechtsseitig einen Steuerkolben 26 und linksseitig einen Federkolben 27 mit einer Entlastungsnut 28 zur Verbesserung seiner Dichtwirkung trägt. Diese so gebildete Verschiebeeinheit 45 wird am Steuerkolben 26 über eine vom Gehäuse 20 gebildete Steuerkammer 29 mit dem hier herrschenden Steuerdruck beaufschlagt, der vom in Druckraum 30 wirkenden Förderdruck über eine Drossel 31 sowie einer hydraulischen Verbindung über eine Umfangsnut von Deckelkolben 23 druckbestimmt ist. Der Federkolben 27 der Verschiebeeinheit 45 wird von einer Regelfeder 32 vorgespannt, wobei die geschlossene Federkammer 33 weiterhin eine Beaufschlagung des Federkolbens 27 mit einem Regeldruck ermöglicht, der erfindungsgemäß wie im ersten Ausführungsbeispiel wiederum durch eine Nutzung von drehzahlabhängig erzeugten Ölscherkräften gewonnen wird. Hierzu ist der Lagerbolzen 25 mit einer entsprechenden Spiralnut 34 versehen, in der das Öl durch die vom rotierenden Verschiebezahnrad 24 übertragenen Ölscherkräfte in Pfeilrichtung zunehmend einen Druckanstieg erfährt. Die Verbindung zur Federkammer 33 erfolgt hier über entsprechende Bohrungen in Lagerbolzen 25. Der Anfang der Spiralnut 34 steht über eine Nut 35 von Steuerkolben 26 mit dem Saugraum 36 der Zahnradölpumpe in hydraulischer Verbindung.

Abhängig vom in Steuerkammer 29 wirkenden Steuerdruck, der vom Förderdruck in Druckraum 30 abhängt, wie auch von dem auf den Federkolben 27 wirkenden Regeldruck und der Kraft der Regelfeder 32 stellt die Verschiebeeinheit 45 automatisch die fördermengenbestimmende Eingriffsbreite zwischen dem Antriebszahnrad 21 und dem Verschiebezahnrad 24 zur Bereitstellung des Soll-Förderdrucks in Druckraum 30 ein.

Ein zusätzliches Druckbegrenzungsventil 37 begrenzt den Regeldruck in der Federkammer 33 und verhindert entsprechend dem ersten Ausführungsbeispiel einen unzulässigen Anstieg des Förderdrucks in Druckraum 30.

Bei einer erforderlichen Fördermengenanhebung infolge eines zu niedrigen Förderdrucks in Druckraum 30 und entsprechendem Abfall des Steuerdrucks in Steuerkammer 29 bewirken aufgrund des Kräfteungleichgewichts an der Verschiebeeinheit 45 die Regelfeder 32 wie auch der in Federkammer 33 anliegende Regeldruck eine Verlagerung der Verschiebeeinheit 45 im Sinne einer Fördermengenanhebung durch eine zunehmende Eingriffsbreite zwischen Antriebszahnrad 21 und Verschiebezahnrad 24. Hierbei kann der Regeldruck in der Federkammer 33 bei zu langsamer Ölauffüllung mit Öl aus der Spiralnut 34 kurzzeitig einbrechen. Durch die Anordnung eines zusätzlichen Saugventils 38 mit einer Verbindung zum Saugraum 36 kann eine Unterdruckbildung in Federraum 33 verhindert werden, so daß die Fördermengenanhebung schneller erfolgt.

Alternativ zum Ausführungsbeispiel entsprechend Fig. 3 könnte die Spiralnut 34 des Lagerbolzens 25 auch auf der rotierenden Antriebswelle 22 angeordnet sein, entweder rechtsseitig vom Antriebszahnrad 21 innerhalb des Deckelkolbens 23 oder linksseitig bei einer dann in das Gehäuse 20 zu verlängernden Antriebswelle.

Bei einem zeitweise erhöhten Öldruckbedarf des Verbrennungsmotors, beispielsweise bei einer hydraulischen Betätigung von Schaltschlepphebeln zur Ventilabschaltung, kann über ein zusätzliches Magnetventil 39 eine hydraulische Verbindung 40 von der Steuerkammer 29 zur Federkammer 33 geschaffen werden, so daß infolge des Druckausgleichs die Regelfeder 32 das Antriebszahnrad 21 mit dem Verschiebezahnrad 24 in einen vollkommenen Zahneingriff für eine maximale Fördermenge bringen kann.

Zur Vermeidung von Ölüberdrücken müßte dann beispielsweise ein herkömmliches Überdruckventil im Druckölsystem des Verbrennungsmotors eine Teilfördermenge absteuern, wobei die Ölpumpe dann entsprechend ihrer Vollförderung eine erhöhte Pumpenantriebsleistung aufzubringen hätte.

Mit einem Ölzwischenvolumen in der hydraulischen Verbindung 40, das durch eine Kolbenkammer 41 mit zugehörigem Begrenzungskolben 42 und Kolbenfeder 43 gebildet wird, kann diese verbrauchsnahe Antriebsleistungserhöhung bei Entfall des o.g. Überdruckventils infolge nun möglicher Fördermengenregelung jedoch reduziert werden. Für diese Funktion weist der Begrenzungskolben 42 eine Drosselbohrung 44 auf, wobei er bei geschlossenem Magnetventil 39 und dann nicht strömendem Öl durch die relativ schwach ausgelegte Kolbenfeder 42 in seiner gezeigten Ruheposition gehalten wird.

Eine erforderliche Öldruckanhebung bei bestehender Fördermengenregelung bewirkt nun durch die Öffnung des Magnetventils 39 einen sofortigen Druckausgleich zwischen der Steuerkammer 29 und der Federkammer 33, so daß unmittelbar eine Fördermengenanhebung und resultierend ein Öldruckanstieg erfolgt. Hierbei wird das sich vergrößernde Volumen von Federkammer 33 durch den etwa gleichvolumigen Ölinhalt von Kolbenkammer 41 unter Verschiebung des Begrenzungskolbens 42 aufgefüllt. Bei Erreichen des auslegungsgemäß maximalen Öldrucks in der Federkammer 33 öffnet das Druckbegrenzungsventil 37, so daß über dessen Abströmquerschnitt eine gewisse Leckagemenge entweicht. Aufgrund eines eher kleinen Drosselquerschnitts der Drosselbohrung 44 im Begrenzungskolben 42, deutlich unter dem Abströmquerschnitt des Druckbegrenzungsventils 37, entsteht nun wiederum eine Druckdifferenz zwischen der Steuerkammer 29 und der Federkammer 33, so daß die Fördermengenregelung bei maximalem Druck in der Federkammer 33 in Funktion tritt und somit auch bei maximalen Öldruckbedarf des Verbrennungsmotors eine minimale Ölpumpenantriebsleistung gewährleistet ist.

Alternativ zur Ausführung in Fig. 3 kann der Regeldruck anstelle im Federraum 33 auch in der Steuerkammer 29 für die Regelwirkung genutzt werden. Hierzu zeigt Fig. 4 ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel, bei dem nun die im Deckelkolben 51 gelagerte Antriebswelle 52 eine Spiralnut 53 zur Regeldruckerzeugung aufweist. Die Spiralnut 53 steht an ihrem linksseitigen Anfang über eine im Deckelkolben 51 befindliche Nut 54 mit dem Druckraum 30 der Ölpumpe in Verbindung. Das rechtsseitige Ende der Spiralnut 53 ist über eine Bohrung im Deckelkolben 51 mit der Steuerkammer 29 verbunden, so daß über die Spiralnut 53 eine Verbindung zwischen dem Druckraum 30 mit dem hier wirkenden Förderdruck und der Steuerkammer 29 besteht.

Bei niedrigen Scherkräften in der Spiralnut 53 und resultierend minimaler Regeldruckerzeugung, beispielsweise bei niedrigen Drehzahlen der Antriebswelle 52 und niedriger Ölviskosität, wird der Förderdruck von Druckraum 30 ohne effektive Regeldruckbeeinflussung über die Spiralnut 53 in die Steuerkammer 29 weitergeleitet, so daß er effektiv als Steuerdruck über den Steuerkolben 26 auf die Verschiebeeinheit wirkt. Die Regelfeder 32 in der hier drucklosen Federkammer 33 ist beispielsweise für eine Fördermengenabregelung ab 2 bar Steuerdruck ausgelegt, was im unteren Drehzahlbereich des Verbrennungsmotors als Förderdruck vollkommen ausreichend ist.

Der bei höheren Motordrehzahlen erhöhte Förderdruckbedarf wird durch den scherkraftabhängig in der Spiralnut 53 mit steigender Drehzahl in Pfeilrichtung ansteigenden Regeldruck gewährleistet. Dem linksseitig in die Spiralnut 34 einwirkenden Förderdruck von Druckraum 30 überlagert sich der Regeldruck mit der Folge einer entsprechenden Druckabsenkung in der Steuerkammer 29. Ausgehend von der vorgenannten Auslegung der Regelfeder 32 mit einer Fördermengenabregelung ab 2 bar Steuerdruck in Steuerkammer 29 beginnt die Fördermengenabregelung bei einer erhöhten Motordrehzahl bei einem angenommenen, in der Spiralnut 53 erzeugten Regeldruck von 1 bar dann erst bei einem Förderdruck von 3 bar in Druckraum 30.

Ein mit dem Förderdruck beaufschlagtes Differenzdruckventil 55 mit nachgeschalteter Drossel 56 verbindet hydraulisch parallel zur Spiralnut 53 den Druckraum 30 über die Ringnut von Deckelkolben 23 mit der Steuerkammer 29. Es begrenzt den maximalen, an der Spiralnut 53 entwickelten Regeldruck auf beispielsweise 2,5 bar und damit auch den Fördermengenabregelbeginn entsprechend auf 4,5 bar Förderdruck. Weiterhin führt das Differenzdruckventil 55 bei einem schnellen Förderdruckanstieg, beispielsweise bei plötzlicher Drehzahlerhöhung, zu einer sofortigen Öleinspeisung in die Steuerkammer 29 zwecks schneller Fördermengenabregelung.

Im Gegensatz zu einer plötzlichen Drehzahlerhöhung muß bei einem schnellen Drehzahlabfall eine sofortige Fördermengenanhebung zur Förderdruckstabilisierung erfolgen. Hierzu ist in einer weiteren, hydraulischen Parallelanordnung zur engen Spiralnute 53 ein Rückschlagventil 57 vorgesehen, das bei einem Förderdruckabfall unter den Steueröldruck von in diesem Ausführungsbeispiel regelfederbedingt minimal 2 bar in der Steuerkammer 29 öffnet und eine schnelle Fördermengenanhebung durch Ölabbströmen aus der Steuerkammer 29 in den Druckraum 30 sicherstellt.

Im Falle eines plötzlich höheren Förderdruckbedarfs bei Abregelstellung der Verschiebeeinheit, beispielsweise für eine hydraulische Nockenwellenverstellung, kann über ein Magnetventil 58 mit Ventildrossel 59 die Steuerkammer 29 druckentlastet werden, was eine Fördermengenanhebung durch eine Vergrößerung des Zahneingriffs zwischen Antriebszahnrad 21 und Verschiebezahnrad 24 führt. Die Förderdruckerhöhung wird in diesem Ausführungsbeispiel ab 4,5 bar durch Fördermengenabregelung begrenzt, da dann über das Differenzdruckventil 55 eine Förderöleinspeisung in die Steuerkammer 29 erfolgt. Bei einem gegenüber der Ventildrossel 59 definiert größeren Drosselquerschnitt der Drossel 56 stellt sich dann eine stabile Fördermengenabregelung oberhalb 4,5 bar Förderdruck ein.

Die viskositätsabhängigen Ölscherkräfte zwischen relativ zueinander bewegten Bauteilen steigen bei abfallenden Betriebstemperaturen nicht unbeträchtlich an, so daß beispielsweise in der Spiralnute 53 der Beispielölpumpe entsprechend Fig. 4 bei Kaltbetrieb ein erhöhter Regeldruck mit unerwünschtem Anstieg des Förderdrucks entsteht.

Durch einen temperaturabhängigen Leckageeffekt, beispielsweise durch ein Bimetallventil hervorgerufen, könnte auch bei niedriger Betriebstemperatur der Förderdruck vorteilhaft niedrig gehalten werden.

Die Fig. 5 zeigt als beispielhafte Alternativlösung zu einem Bimetallventil eine gegenüber Fig. 4 veränderte Verschiebeeinheit 60. Anstelle des üblichen Eisenwerkstoffs für Ölpumpenzahnräder kommt in dieser Ausführung vorteilhafterweise ein Kunststoffzahnrad 61 mit einem gegenüber dem aus Eisenwerkstoff bestehenden Lagerbolzen 62 erhöhten Wärmeausdehnungskoeffizienten zum Einsatz, so daß thermisch bedingte Axialspielveränderungen des zwischen dem Steuerkolben 63 und dem Federkolben 64 rotierenden Kunststoffzahnrades 61 auftreten.

Durch beidseitig von Kunststoffzahnrad 61 angeordnete Ausnehmungen 65 und 66, wobei die linke Ausnehmung 65 infolge der Verbindung zur Federkammer 33 (Fig. 4) drucklos und die rechte Ausnehmung 66 durch die Verbindung zur Steuerkammer 29 (Fig. 4) steuerdruckbeaufschlagt ist, wird das Kunststoffzahnrad 61 hydraulisch am Federkolben 64 zur

Anlage gebracht, so daß das temperaturveränderliche Axialspiel immer zwischen dem Kunststoffzahnrad 61 und dem Steuerkolben 63 auftritt.

Als Nützeffekt hieraus tritt bei niedriger Öltemperatur entsprechend dem oberen Halbschnitt in Fig. 5 zwischen dem Kunststoffzahnrad 61 und Steuerkolben 63 ein großer Leckagekaltspalt 67 auf, dessen relativ großer Querschnitt den örtlich am Umfang des Kunststoffzahnrades 61 wirkenden Förderdruck über Bohrungen von Lagerbolzen 62 zumindest teilweise in die Steuerkammer 29 einleitet und hier den regeldruckbedingt zu niedrigen Steuerdruck anhebt. Die resultierend frühere Fördermengenabregelung verhindert bei niedrigen Betriebstemperaturen einen unnütz hohen Förderdruck und senkt vorteilhaft auch im Kaltbetrieb die Ölpumpenantriebsleistung.

Mit zunehmender Ölerwärmung verringert sich das Axialspiel von Kunststoffzahnrad 61, so daß allmählich der Kaltleckageeffekt abfällt und bei erreichter Betriebstemperatur über den nun minimalen Leckagewarmspalt 68, entsprechend dem unteren Halbschnitt von Fig. 5, keine zusätzliche Förderdruckeinwirkung auf den Steuerdruck in Steuerkammer 29 mehr erfolgt.

Im Hinblick auf die gegenüber dem Lagerbolzen 62 höhere Wärmeausdehnung von Kunststoffzahnrad 61 kann eine im Kunststoffzahnrad 61 fixierte Laufbuchse von Vorteil sein. Zur Vermeidung von thermischen Axialverspannungen kann diese Laufbuchse auch zweiteilig mit einer linken Buchse 69 und einer rechten Buchse 70 ausgeführt sein.

Durch die Verwendung einer aus Bimetall gefertigten Regelfeder 32 kann ebenfalls bei veränderlichen Betriebstemperaturen vorteilhaft Einfluß auf den Förderdruck genommen werden.

Bei Verwendung eines Magnetventils 39 oder 58 zur bedarfsweisen Öldruckanhebung bei einer Ölpumpe eines Verbrennungsmotors kann bei Aktivierung einer Kraftstoffschubabschaltung das Magnetventil 39 oder 58 zur Fördermengenanhebung bei einer Drehzahlabsenkung angesteuert werden.

Durch die erfindungsgemäß genutzte Wirkung von Ölscherkräften zur Erzeugung eines Regeldrucks wird auf einfachem Wege eine drehzahlabhängige Öldruckregelung für Ölpumpen von Verbrennungsmotoren ermöglicht, was durch reduzierte Ölpumpenantriebsleistungen zu einem geringeren Kraftstoffverbrauch führt.

Während bei herkömmlichen Ölpumpenausführungen mit Kurzschluß-Regeleinrichtungen die Anwendung der Erfindung nur geringe Konstruktionsänderungen erfordert, kommt die erfindungsgemäße Absenkung der Ölpumpenantriebsleistung infolge der drehzahlabhängigen Öldruckregelung bei Ölpumpen mit Fördermengenregelung durch die hierdurch erhöhte Fördermengenabregelung besonders effektiv zur Wirkung.

Patentansprüche:

1. Regelvorrichtung für Hydraulikpumpen, insbesondere für Ölpumpen zur Schmierölversorgung von Verbrennungsmotoren, **dadurch gekennzeichnet**, daß an einem mit Fördermedium gefüllten Spalt (14, 34, 53) zwischen relativ zueinander bewegten Bauteilen der Hydraulikpumpe die auf das Fördermedium wirkenden Scherkräfte zur Erzeugung eines Regeldrucks für die Beaufschlagung der Regelvorrichtung genutzt werden.
2. Hydraulikpumpe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Spalt (14, 34, 53) als ein- oder mehrgängige Spiralnut (34, 53) an einer radialen Lagerstelle (25, 52) ausgebildet ist.
3. Hydraulikpumpe nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Spalt (14, 34, 53) als Teilumfangsnut (14) an einem Radialgleitlager (5) ausgebildet ist.
4. Hydraulikpumpe nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Regelvorrichtung als Überdruckventil mit einem Kolben (6) zur Kurzschlußregelung ausgebildet ist.
5. Hydraulikpumpe nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Regelvorrichtung als Einrichtung mit Fördermengenregelung (45, 60) ausgebildet ist.
6. Hydraulikpumpe nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Spalt (14, 34, 53) mit seinem Anfang in hydraulischer Verbindung mit dem Saugraum (10, 36) oder dem Druckraum (11, 30) der Hydraulikpumpe steht.
7. Hydraulikpumpe nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Spalt (14, 34, 53) mit seinem Ende in hydraulischer Verbindung mit der Federkammer (7, 33) der Regelvorrichtung steht.
8. Hydraulikpumpe nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Federkolben (27) eine Entlastungsnut (28) aufweist.

9. Hydraulikpumpe nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Federkammer (7, 33) der Regelvorrichtung durch die Anordnung eines Druckbegrenzungsventils (15, 37) überdruckbegrenzt ist.
10. Hydraulikpumpe nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Federkammer (7, 33) der Regelvorrichtung durch die Anordnung eines Saugventils (16, 38) unterdruckbegrenzt ist.
11. Hydraulikpumpe nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Steuerkammer (29) der Regeleinrichtung über eine Drossel (31) vom Förderdruck beaufschlagt wird.
12. Hydraulikpumpe nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Federkammer (33) der Regelvorrichtung über eine durch ein Magnetventil (39) schaltbare Verbindung (40) mit der Steuerkammer (29) hydraulisch verbunden werden kann.
13. Hydraulikpumpe nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß die schaltbare Verbindung (40) zur Federkammer (33) der Regelvorrichtung eine Kolbenkammer (41) mit definiertem Zwischenvolumen aufweist, in der ein mit einer Drosselbohrung (44) versehenen Begrenzungskolben (42) sowie eine Kolbenfeder (43) angeordnet sind.
14. Hydraulikpumpe nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß bei einer Pumpenausbildung mit Fördermengenregelung die Spiralnut (53) mit einem Ende in hydraulischer Verbindung mit der Steuerkammer (29) der Regelvorrichtung steht.
15. Hydraulikpumpe nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Steuerkammer (29) der Regelvorrichtung über ein Differenzdruckventil (55) sowie einer Drossel (56) vom Druckraum (30) der Pumpe aus druckbeaufschlagbar ist.
16. Hydraulikpumpe nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß in paralleler Anordnung zum Differenzdruckventil (55) ein Rückschlagventil (57) angeordnet ist.

17. Hydraulikpumpe nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Druck in der Steuerkammer (29) der Regelvorrichtung über ein Magnetventil (58) mit definierter Ventildrossel (59) absenkbar ist.
18. Hydraulikpumpe nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Drosselquerschnitt der Drossel (56) größer ausgebildet ist als der Drosselquerschnitt der Ventildrossel (59).
19. Hydraulikpumpe nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß das vom Regeldruck beaufschlagte Hydrauliksystem zumindest einen Leckagewarmspalt (68) mit definiertem Querschnitt aufweist.
20. Hydraulikpumpe nach Anspruch 19, **dadurch gekennzeichnet**, daß sich der Leckagewarmspalt (68) mit abnehmender Betriebstemperatur zunehmend zu einem Leckagekaltspalt (67) vergrößert.
21. Hydraulikpumpe nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß das zumindest ein Förderrad (3, 4, 21, 24) aus einem Werkstoff mit einem gegenüber den Werkstoffen benachbarter Pumpenteile (1, 25, 62) höheren Ausdehnungskoeffizienten besteht.
22. Hydraulikpumpe nach Anspruch 21, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Förderrad (3, 4, 21, 24) als Kunststoffzahnrad (61) ausgeführt ist.
23. Hydraulikpumpe nach den Ansprüchen 21 und 22, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Kunststoffzahnrad (61) eine oder zwei Laufbuchsen (69, 70) aus einem anderen Werkstoff aufweist.
24. Hydraulikpumpe nach den Ansprüchen 21 bis 23, **dadurch gekennzeichnet**, daß beidseitig von Kunststoffzahnrad (61) Ausnehmungen (65, 66) zur hydraulischen Druckbeaufschlagung angeordnet sind.
25. Hydraulikpumpe nach den Ansprüchen 21 bis 24, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Kunststoffzahnrad (61) durch unterschiedliche Druckbeaufschlagungen der beidseitigen Ausnehmungen (65, 66) axial kraftbeaufschlagt ist.

26. Hydraulikpumpe nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Regelfeder (8, 32) der Regelvorrichtung als Bimetallfeder mit temperaturabhängig veränderlicher Federsteifigkeit ausgeführt ist.
27. Hydraulikpumpe für die Schmierölversorgung eines Verbrennungsmotors nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Magnetventil (39, 58) bei Aktivierung der Kraftstoffschubabschaltung angesteuert wird.

Zusammenfassung

Bei einer Schmierölpumpe für Verbrennungsmotoren wird der Öldruck erfindungsgemäß drehzahlabhängig geregelt, indem zwischen relativ bewegten Ölpumpenbauteilen auftretende Ölscherkräfte zur Bildung eines drehzahlveränderlichen Regeldrucks für die Beaufschlagung der Regeleinrichtung der Ölpumpe genutzt werden.

Diese drehzahlabhängige Regelung des Öldrucks kann sowohl bei herkömmlichen Ölpumpen mit Kurzschlußregelung wie auch bei fördermengenregelbaren Ölpumpen angewendet werden.

Durch die drehzahlabhängige Minimierung des Öldrucks können insbesondere bei Verwendung fördermengenregelbarer Ölpumpen für die Schmierölversorgung von Verbrennungsmotoren durch abgesenkte Ölpumpenantriebsleistungen wirksame Kraftstoffverbrauchsvorteile erzielt werden.

(Fig. 4)

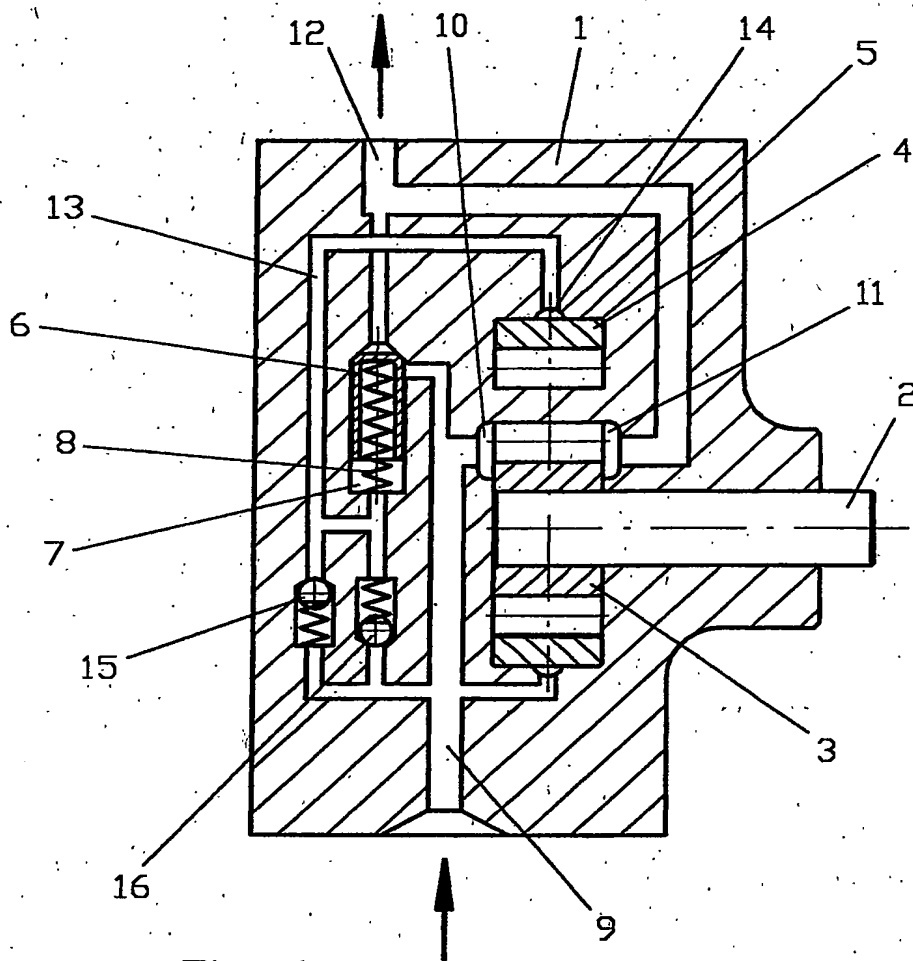


Fig. 1

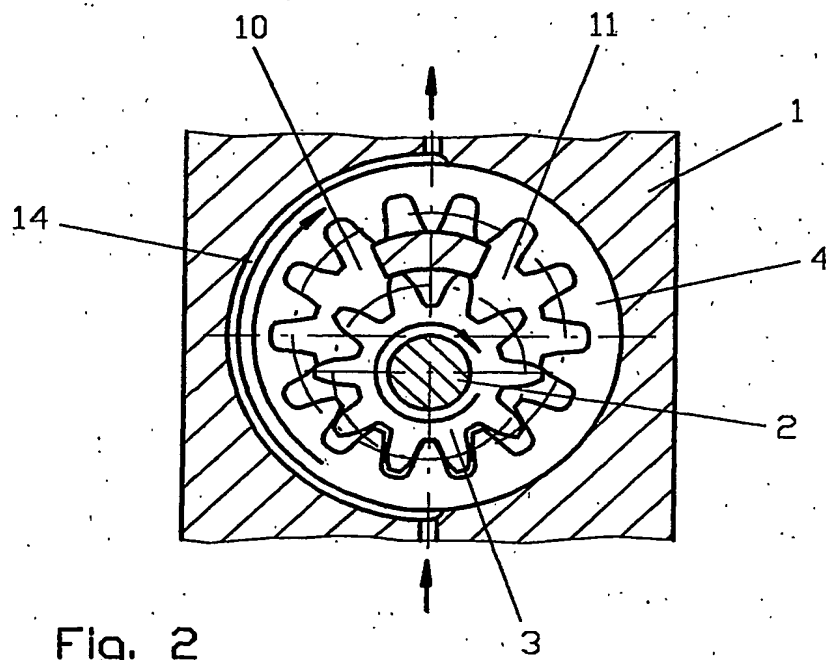


Fig. 2

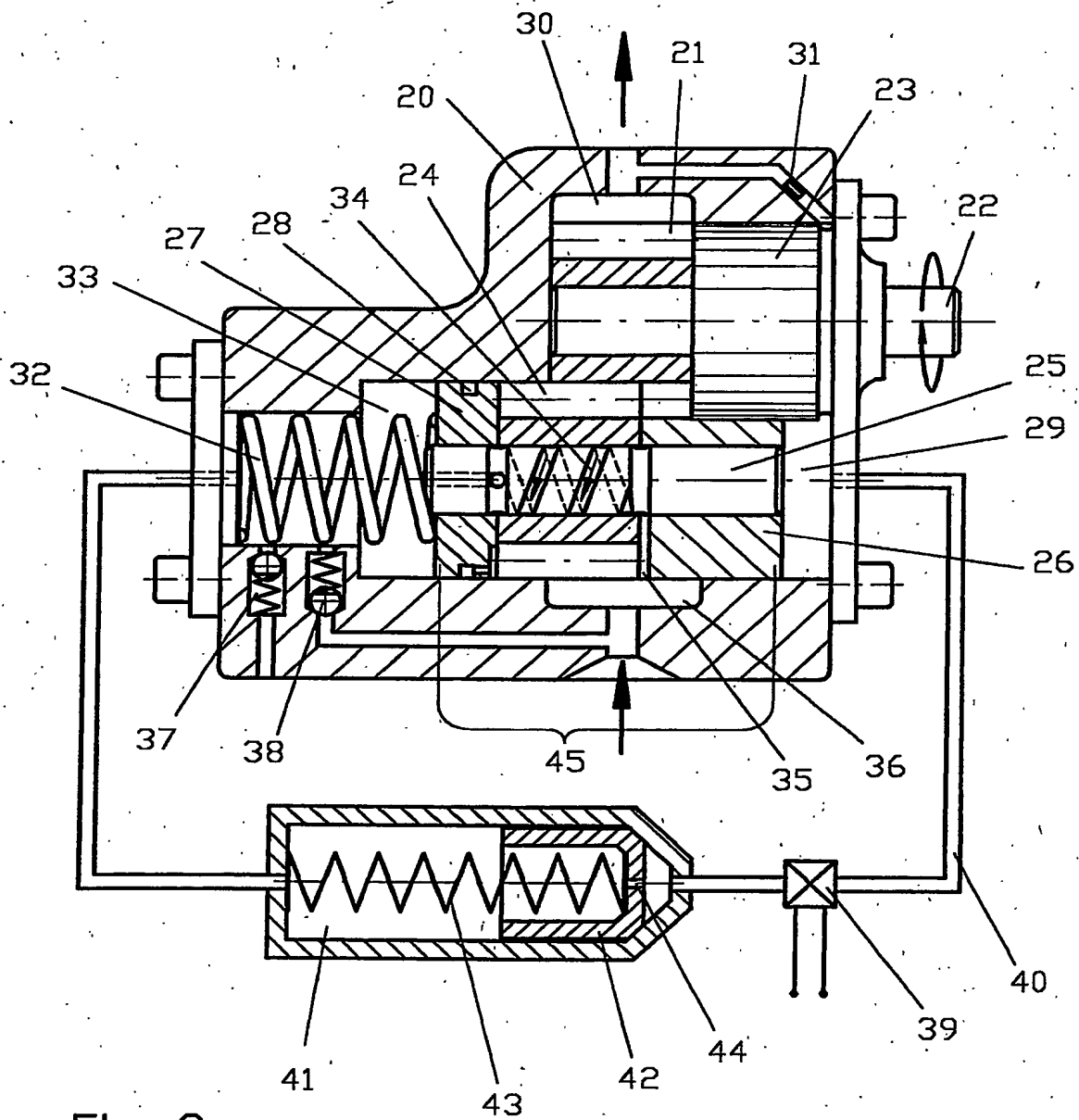


Fig. 3

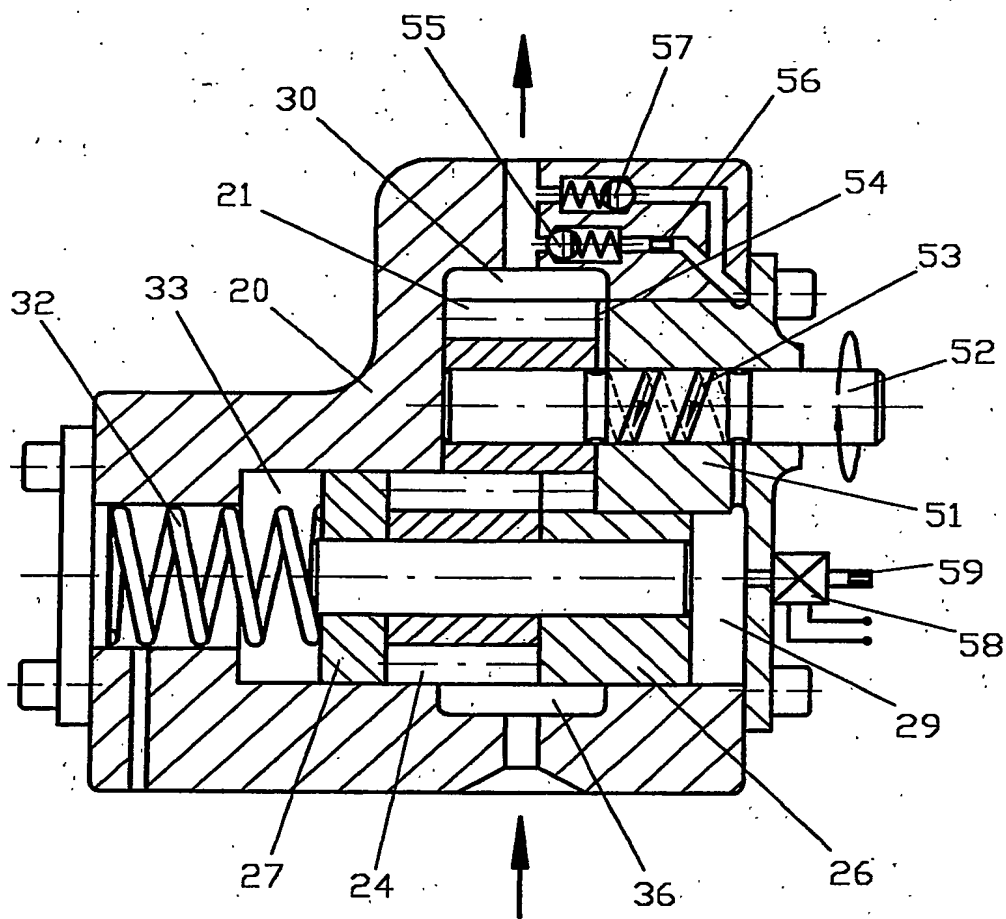


Fig. 4

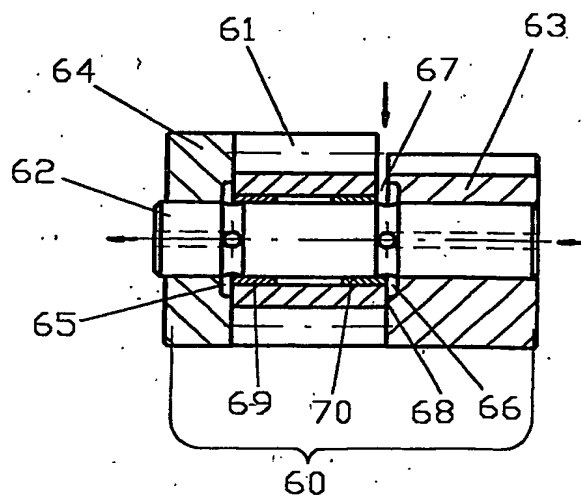


Fig. 5

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.